



日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 3 年    9 月 2 5 日  
Date of Application:

出 願 番 号                      特 願 2 0 0 3 - 3 3 4 2 6 0  
Application Number:  
[ST. 10/C] :                      [ J P 2 0 0 3 - 3 3 4 2 6 0 ]

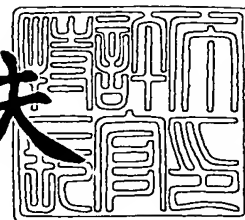
出      願      人                      トヨタ自動車株式会社  
Applicant(s):



2 0 0 4 年    2 月 2 3 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号    出証特 2 0 0 4 - 3 0 1 2 6 7 8



【書類名】 特許願  
【整理番号】 30250000  
【提出日】 平成15年 9月25日  
【あて先】 特許庁長官 殿  
【国際特許分類】 F16H 9/00  
F16H 61/00

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 岩月 邦裕

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 中脇 康則

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 星屋 一美

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 鴛海 恭弘

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県名古屋市東区東桜1丁目13番3号 NHK名古屋放送センタービル20階 株式会社トヨタコミュニケーションシステム内  
【氏名】 天谷 隆之

【特許出願人】  
【識別番号】 000003207  
【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】  
【識別番号】 100083998  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 渡辺 丈夫  
【電話番号】 03(5688)0621

【先の出願に基づく優先権主張】  
【出願番号】 特願2003-132224  
【出願日】 平成15年 5月 9日

【手数料の表示】  
【予納台帳番号】 008268  
【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】  
【物件名】 特許請求の範囲 1  
【物件名】 明細書 1  
【物件名】 図面 1  
【物件名】 要約書 1  
【包括委任状番号】 9710678

**【書類名】 特許請求の範囲****【請求項 1】**

付加される圧力に応じて伝達トルク容量が変化する動力伝達機構の制御装置において、  
所定の入力トルクが作用している状態で滑りが開始する滑り開始圧力とその入力トルク  
に基づいて定まる理論圧力とから定まる物理量によって、前記動力伝達機構に付加する前  
記圧力を設定する圧力設定手段を有することを特徴とする動力伝達機構の制御装置。

**【請求項 2】**

前記物理量を、前記動力伝達機構の動作状態に基づいて学習補正する学習手段を更に備  
えていることを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達機構の制御装置。

**【請求項 3】**

前記動力伝達機構は、変速比を連続的に変化させかつ挟圧力に応じてトルク容量が変化  
する無段変速機を含み、かつ、

前記学習手段は、前記無段変速機に対する入力回転数と入力トルクと変速比との少なく  
ともいずれかに基づいて前記物理量を学習する手段を含むことを特徴とする請求項 2 に記  
載の動力伝達機構の制御装置。

**【請求項 4】**

前記動力伝達機構は、変速比を連続的に変化させかつ挟圧力に応じてトルク容量が変化  
する無段変速機を含み、かつ、

前記学習手段は、前記物理量を前記無段変速機の変速比の関数に基づいて学習補正する  
手段を含むことを特徴とする請求項 2 に記載の動力伝達機構の制御装置。

**【請求項 5】**

前記学習手段は、前記無段変速機における摩擦係数の変化を前記変速比の関数として演  
算して前記物理量を学習補正する手段を含むことを特徴とする請求項 4 に記載の動力伝達  
機構の制御装置。

## 【書類名】明細書

## 【発明の名称】動力伝達機構の制御装置

## 【技術分野】

## 【0001】

この発明は、無段変速機や摩擦係合装置など、付加される圧力に応じて伝達トルク容量の変化する動力伝達機構を対象とする制御装置に関するものである。

## 【背景技術】

## 【0002】

ベルト式無段変速機やトラクション式無段変速機は、ベルトとプーリとの間の摩擦力や、ディスクとローラとの間のトラクションオイルのせん断力を利用してトルクを伝達し、またクラッチやブレーキなどの摩擦係合装置は摩擦材の表面で生じる摩擦力を利用してトルクを伝達している。したがってこれらの動力伝達機構は、そのトルクの伝達が生じる箇所に作用する圧力に応じて伝達トルク容量が設定される。

## 【0003】

無段変速機における上記の圧力は挟圧力と称され、また摩擦係合装置では係合圧と称されることがあり、これらの挟圧力あるいは係合圧を高くすれば、伝達トルク容量を増大させて滑りを回避できるが、その反面、高い圧力を生じさせるために動力を必要以上に消費したり、あるいは動力の伝達効率が低下するなどの不都合がある。そのため、一般的には、意図しない滑りが生じない範囲で、挟圧力あるいは係合圧を可及的に低く設定している。

## 【0004】

例えば、無段変速機を搭載した車両では、エンジンの回転数を無段変速機によって制御して燃費の向上を図ることができるので、その利点を損なわないために、無段変速機での動力伝達効率を可及的に向上させるべく、挟圧力を、滑りが生じない範囲で可及的に低く設定するように制御している。そのためには、滑りの生じ始める圧力（すなわち滑り開始圧力）を検出する必要があり、従来では、種々の方法で滑りを検出し、また滑り開始圧力を検出している。

## 【0005】

その一例を挙げると、特許文献1には、伝達される力、速度、伝達比またはこれらの組み合わせに関する条件が少なくともほぼ一定である場合に、圧着力を変化させてスリップ限界を決定する方法が記載されている。そして、この特許文献1に記載された発明では、円錐円板対とこれに巻き掛けた巻き掛け伝動節とを備えた無段変速機を対象とし、円錐円板対の圧着力を低下させることに伴う円錐円板対と巻き掛け伝動節との間のスリップを、摩擦効率の上昇（すなわち油温の上昇）から判断するように構成している。

## 【0006】

また、上記の特許文献1に記載された発明では、種々異なった回転数、トルク、変速比、温度に関連した、特定のスリップに対して必要な圧着力を表すところの特性フィールドが記憶され、かつ円錐円板間の圧着力が、この特性フィールドに相応して調整される、とされている。

## 【特許文献1】特開2001-12593号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0007】

上記の特許文献1に記載された方法では、圧着力を低下させた場合のスリップを摩擦効率の上昇によって検出しているが、実際に滑りが生じた時点と油温の上昇などによって摩擦効率の上昇を検出する時点との間には、時間的な遅れが不可避免的に生じるので、滑りの判定の成立によって圧着力をステップ的に増大するとしても、滑りが過剰になる可能性がある。また、摩擦効率の上昇が検出された時点で圧着力を増大させるように構成しているので、摩擦効率の上昇が何らかの要因で検出されなかった場合には、圧着力を更に大きく低下させることになり、その結果、圧着力の低下幅の増大によって過剰な滑りが生じる可

能性がある。

【0008】

さらに、滑りを生じさせるべく圧着力を徐々に低下させる場合、その低下勾配が小さければ、滑りの検出に長時間を要し、その過程で運転状態が変化して滑りの検出を中止しなければならない可能性がある。これとは反対に圧着力の低下勾配を大きくすると、オーバーシュートによって過剰な滑りが生じ、ひいては摩耗などの損傷が生じる可能性がある。

【0009】

また、上記の特許文献1に記載された方法では、圧着力を変化させてスリップ限界すなわち滑り開始圧力を決定しているが、その滑り開始圧力を動力伝達機構の適正な制御に反映するための具体的な方法については言及されていない。

【0010】

この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、動力伝達機構に付加する圧力を適正に、精度良く、容易に設定することのできる制御装置を提供することを目的とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、付加される圧力に応じて伝達トルク容量が変化する動力伝達機構の制御装置において、所定の入力トルクが作用している状態で滑りが開始する滑り開始圧力とその入力トルクに基づいて定まる理論圧力とから定まる物理量によって、前記動力伝達機構に付加する前記圧力を設定する圧力設定手段を備えていることを特徴とする制御装置である。

【0012】

また、請求項2の発明は、請求項1の発明において、前記物理量を、前記動力伝達機構の動作状態に基づいて学習補正する学習手段を更に備えていることを特徴とする動力伝達機構の制御装置である。

【0013】

さらに、請求項3の発明は、請求項2の発明において、前記動力伝達機構は、変速比を連続的に変化させかつ挟圧力に応じてトルク容量が変化する無段変速機を含み、かつ、前記学習手段は前記無段変速機に対する入力回転数と入力トルクと変速比との少なくともいずれかに基づいて前記物理量を学習する手段を含むことを特徴とする動力伝達機構の制御装置である。

【0014】

そして、請求項4の発明は、請求項2の発明において、前記動力伝達機構は、変速比を連続的に変化させかつ挟圧力に応じてトルク容量が変化する無段変速機を含み、かつ、前記学習手段は、前記物理量を前記無段変速機の変速比の関数に基づいて学習補正する手段を含むことを特徴とする動力伝達機構の制御装置である。

【0015】

そしてまた、請求項5の発明は、請求項4の発明における前記学習手段が、前記無段変速機における摩擦係数の変化を前記変速比の関数として演算して前記物理量を学習補正する手段を含むことを特徴とする動力伝達機構の制御装置である。

【発明の効果】

【0016】

したがって請求項1の発明によれば、伝達トルク容量を設定するために動力伝達機構に付加する圧力を設定する場合、所定の入力トルクが作用している状態で滑り開始圧力が所定の方法によって検出され、その入力トルクに基づいて理論圧力が設定される。そして、その滑り開始圧力と理論圧力とに基づいて設定される物理量が制御に反映されて、前記圧力が設定される。その結果、動力伝達機構に付加する圧力を適正に設定することができる。

【0017】

また、請求項 2 の発明によれば、滑り開始圧力と理論圧力とに基づいて設定される物理量が、動力伝達機構の動作状態の変化に応じて学習補正される。そのため、例えば動力伝達機構の動作状態が定常状態から非定常状態に変化した場合、あるいは、その過渡状態にある場合などにおいても、前記物理量が適正に補正されて、動力伝達機構に付加する圧力を適正に、精度良く設定することができる。

#### 【0018】

さらに、請求項 3 の発明によれば、前記動力伝達機構が無段変速機を含む場合、滑り開始圧力と理論圧力とに基づいて設定される物理量が、前記無段変速機に対する入力回転数と入力トルクと変速比との少なくともいずれかに基づいて学習補正される。その結果、動力伝達機構の動作状態が定常状態から非定常状態に変化した場合、あるいはその過渡状態にある場合などの状態変化を適正に反映して、前記物理量を適正に補正することができる。

。

#### 【0019】

そして、請求項 4 の発明あるいは請求項 5 の発明によれば、前記動力伝達機構が無段変速機を含む場合、滑り開始圧力と理論圧力とに基づいて設定される物理量が、前記無段変速機の変速比の関数に基づいて学習補正される。その結果、前記動力伝達機構の動力伝達部の摩擦係数などの動力伝達状態の変化を反映して前記物理量を適正に補正することができる。また、学習マップが簡略化され限界挟圧力に基づいた挟圧力制御を容易に実行することができる。

#### 【発明を実施するための最良の形態】

#### 【0020】

つぎにこの発明を具体例に基づいて説明する。まず、この発明で対象とする動力伝達機構を含む伝動系統の一例を説明すると、図 3 は、ベルト式の無段変速機 1 を動力伝達機構として含む駆動機構を模式的に示しており、その無段変速機 1 は、前後進切換機構 2 およびロックアップクラッチ 3 付きの流体伝動機構 4 を介して動力源 5 に連結されている。

#### 【0021】

その動力源 5 は、内燃機関、あるいは内燃機関と電動機、もしくは電動機などによって構成されている。なお、以下の説明では、動力源 5 をエンジン 5 と記す。また、流体伝動機構 4 は、例えば従来のトルクコンバータと同様の構成であって、エンジン 5 によって回転させられるポンプインペラとこれに対向させて配置したタービンランナーと、これらの間に配置したステータとを有し、ポンプインペラで発生させたフルードの螺旋流をタービンランナーに供給することによりタービンランナーを回転させ、トルクを伝達するように構成されている。

#### 【0022】

このような流体を介したトルクの伝達では、ポンプインペラとタービンランナーとの間に不可避免的な滑りが生じ、これが動力伝達効率の低下要因となるので、ポンプインペラなどの入力側の部材とタービンランナーなどの出力側の部材とを直接連結するロックアップクラッチ 3 が設けられている。このロックアップクラッチ 3 は、油圧によって制御するように構成され、完全係合状態および完全解放状態、ならびにこれらの中間の状態であるスリップ状態に制御され、さらにそのスリップ回転数を適宜に制御できるようになっている。

。

#### 【0023】

前後進切換機構 2 は、エンジン 5 の回転方向が一方向に限られていることに伴って採用されている機構であって、入力されたトルクをそのまま出力し、また反転して出力するように構成されている。図 3 に示す例では、前後進切換機構 2 としてダブルピニオン型の遊星歯車機構が採用されている。すなわち、サンギヤ 6 と同心円上にリングギヤ 7 が配置され、これらのサンギヤ 6 とリングギヤ 7 との間に、サンギヤ 6 に噛合したピニオンギヤ 8 とそのピニオンギヤ 8 およびリングギヤ 7 に噛合した他のピニオンギヤ 9 とが配置され、これらのピニオンギヤ 8、9 がキャリア 10 によって自転かつ公転自在に保持されている。

。そして、二つの回転要素（具体的にはサンギヤ6とキャリヤ10と）を一体的に連結する前進用クラッチ11が設けられ、またリングギヤ7を選択的に固定することにより、出力されるトルクを方向を反転する後進用ブレーキ12が設けられている。

#### 【0024】

無段変速機1は、従来知られているベルト式無段変速機と同じ構成であって、互いに平行に配置された駆動プーリ13と従動プーリ14とのそれぞれが、固定シープと、油圧式のアクチュエータ15、16によって軸線方向に前後動させられる可動シープとによって構成されている。したがって各プーリ13、14の溝幅が、可動シープを軸線方向に移動させることにより変化し、それに伴って各プーリ13、14に巻掛けたベルト17の巻掛け半径（プーリ13、14の有効径）が連続的に変化し、変速比が無段階に変化するようになっている。そして、上記の駆動プーリ13が前後進切換機構2における出力要素であるキャリヤ10に連結されている。

#### 【0025】

なお、従動プーリ14における油圧アクチュエータ16には、無段変速機1に入力されるトルクに応じた油圧（ライン圧もしくはその補正圧）が、図示しない油圧ポンプおよび油圧制御装置を介して供給されている。したがって、従動プーリ14における各シープがベルト17を挟み付けることにより、ベルト17に張力が付与され、各プーリ13、14とベルト17との挟圧力（接触圧力）が確保されるようになっている。これに対して駆動プーリ13における油圧アクチュエータ15には、設定すべき変速比に応じた圧油が供給され、目標とする変速比に応じた溝幅（有効径）に設定するようになっている。

#### 【0026】

上記の従動プーリ14が、ギヤ対18を介してディファレンシャル19に連結され、このディファレンシャル19から駆動輪20にトルクを出力するようになっている。したがって上記の駆動機構では、エンジン5と駆動輪20との間に、ロックアップクラッチ3と無段変速機1とが直列に配列されている。

#### 【0027】

上記の無段変速機1およびエンジン5を搭載した車両の動作状態（走行状態）を検出するために各種のセンサーが設けられている。すなわち、無段変速機1に対する入力回転数（前記タービンランナーの回転数）を検出して信号を出力するタービン回転数センサー21、駆動プーリ13の回転数を検出して信号を出力する入力回転数センサー22、従動プーリ14の回転数を検出して信号を出力する出力回転数センサー23、ベルト挟圧力を設定するための従動プーリ14側の油圧アクチュエータ16の圧力を検出する油圧センサー24が設けられている。また、特には図示しないが、アクセルペダルの踏み込み量を検出して信号を出力するアクセル開度センサー、スロットルバルブの開度を検出して信号を出力するスロットル開度センサー、ブレーキペダルが踏み込まれた場合に信号を出力するブレーキセンサーなどが設けられている。

#### 【0028】

上記の前進用クラッチ11および後進用ブレーキ12の係合・解放の制御、および前記ベルト17の挟圧力の制御、ならびに変速比の制御、さらにはロックアップクラッチ3の制御をおこなうために、変速機用電子制御装置（CVT-ECU）25が設けられている。この変速機用電子制御装置25は、一例としてマイクロコンピュータを主体として構成され、入力されたデータおよび予め記憶しているデータに基づいて所定のプログラムに従って演算をおこない、前進や後進あるいはニュートラルなどの各種の状態、および要求される挟圧力の設定、ならびに変速比の設定、ロックアップクラッチ3の係合・解放ならびにスリップ回転数などの制御を実行するように構成されている。

#### 【0029】

ここで、変速機用電子制御装置25に入力されているデータ（信号）の例を示すと、無段変速機1の入力回転数（入力回転速度） $N_{in}$ の信号、無段変速機1の出力回転数（出力回転速度） $N_o$ の信号が、それぞれに対応するセンサーから入力されている。また、エンジン5を制御するエンジン用電子制御装置（E/G-ECU）26からは、エンジン回転

数 $N_e$ の信号、エンジン(E/G)負荷の信号、スロットル開度信号、アクセルペダル(図示せず)の踏み込み量であるアクセル開度信号などが入力されている。

#### 【0030】

無段変速機1によれば、入力回転数であるエンジン回転数を無段階に(言い換えれば、連続的に)制御できるので、これを搭載した車両の燃費を向上できる。例えば、アクセル開度などによって表される要求駆動量と車速とに基づいて目標駆動力が求められ、その目標駆動力を得るために必要な目標出力が目標駆動力と車速とに基づいて求められ、その目標出力を最適燃費で得るためのエンジン回転数が予め用意したマップに基づいて求められ、そして、そのエンジン回転数となるように変速比が制御される。

#### 【0031】

そのような燃費向上の利点を損なわないために、無段変速機1における動力の伝達効率が良好な状態に制御される。具体的には、無段変速機1のトルク容量すなわちベルト挟圧力が、エンジントルクに基づいて決まる目標トルクを伝達でき、かつベルト17の滑りが生じない範囲で可及的に低いベルト挟圧力に制御される。その制御は、挟圧力を低下させて無段変速機1に微少滑りを生じさせ、その際の挟圧力を滑り開始圧力とし、その滑り開始圧力に所定の安全率を見込んだ油圧もしくは路面からの入力に対応する圧力を加えた圧力に設定することにより実行される。

#### 【0032】

この発明に係る制御装置は、挟圧力の低下制御、滑りの検出、ならびにその後の挟圧力の設定をおこなうように構成されている。図1および図2はその制御例を説明するためのブロック図である。

#### 【0033】

図1において、挟圧力を徐々に低下させ、それに起因するベルト滑りを検出して、滑り開始圧力すなわち限界挟圧力を学習補正する場合について説明する。まず、挟圧力の低下制御によりベルト滑りを生じさせ、その滑りを検出した時の従動プーリ14の回転数すなわち出力軸回転数 $N_s$ を検出する(ブロックB1)。そしてその出力軸回転数 $N_s$ から、従動プーリ14に作用する遠心油圧と油圧アクチュエータ16でのばね力とを加えた圧力に相当する圧力 $P_{hard}$ を求める(ブロックB2)。

#### 【0034】

滑り検出時の駆動プーリ13の回転数、すなわち入力軸回転数 $N_{in}$ (すなわちエンジン回転数 $N_e$ )を検出し(ブロックB3)、その入力軸回転数 $N_{in}$ ( $N_e$ )と出力軸回転数 $N_s$ とから変速比 $\gamma$ を求める(ブロックB4)。そしてその変速比 $\gamma$ から、その時の入力軸シープ掛かり径 $R_{in}$ を求める(ブロックB5)。

#### 【0035】

入力軸回転数 $N_{in}$ ( $N_e$ )と負荷率 $\alpha$ (ブロックB6)とから入力トルク $T_{in}$ (すなわちエンジントルク $T_e$ )を求める(ブロックB7)。ここで負荷率 $\alpha$ は、例えばスロットル開度で示されるような、エンジン回転数に関連したエンジントルクの指標値であるため、この負荷率 $\alpha$ と入力軸回転数 $N_{in}$ ( $N_e$ )とによって入力トルク $T_{in}$ ( $T_e$ )を求めることができる。また、入力軸回転数 $N_{in}$ ( $N_e$ )と変速比 $\gamma$ からベルト挟圧部の摩擦係数 $\mu$ を求める(ブロックB8)。

#### 【0036】

ベルト滑りを生じさせないために必要な挟圧力である理論挟圧力 $P_t$ は、

$$P_t = K \cdot T_{in} / (\mu \cdot R_{in}) \cdot S F$$

によって定められる。ここで $K$ は定数であり、 $S F$ は挟圧力についての安全率である。従って、安全率 $S F$ を設定することにより、入力トルク $T_{in}$ ( $T_e$ )と摩擦係数 $\mu$ と入力軸シープ掛かり径 $R_{in}$ とによって、理論挟圧力 $P_t$ を求める(ブロックB9)。

#### 【0037】

挟圧力低下時の指令値である相当指令値 $Duty$ は、計算挟圧力 $P$ を求めることにより設定される。その計算挟圧力 $P$ は、

$$P = P_t - P_{hard} + P_{error}$$



によって定められる。ここで、油圧補償相当分の圧力  $P_{error}$  は、例えば駆動系統内の温度特性や、非再現性などの影響による油圧のばらつきなどを考慮して予め定められた補償値であり、記憶させてあるデータから読み込む（ブロック B10）。この油圧補償相当分の圧力  $P_{error}$  と遠心油圧とばね力相当分の圧力  $P_{hard}$  と理論挟圧力  $P_t$  とから、計算挟圧力  $P$  を求め、その計算挟圧力  $P$  から、相当指令値  $Duty$  を設定する（ブロック B11）。

。

#### 【0038】

滑り開始時の実際の挟圧力指令値  $Duty_S$ （ブロック B12）と相当指令値  $Duty$  との差  $\Delta Duty$  を求め、その  $\Delta Duty$  を油圧に換算した値である挟圧低下相当量  $\Delta P$  を求める（ブロック B13）。そしてこの挟圧低下相当量  $\Delta P$  を「入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  \* 負荷率  $\alpha$  \* 変速比  $\gamma$ 」のマップに反映し、学習補正する。

#### 【0039】

このように挟圧低下相当量  $\Delta P$  を学習補正することによって、限界挟圧力の主な変化要因である、入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$ 、負荷率  $\alpha$ 、変速比  $\gamma$  などの個体差のばらつきの影響を学習の対象として、適正な学習補正をおこなうことができる。

#### 【0040】

次に、図2において、マップ補正後の挟圧力を設定する場合について説明する。先ず、現在の出力軸回転数  $N_s$  を検出する（ブロック B21）。そしてその出力軸回転数  $N_s$  から従動プーリ 14 に作用する遠心油圧とばね力相当分の圧力  $P_{hard}$  を求める（ブロック B22）。

#### 【0041】

現在の入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  を検出し（ブロック B23）、その入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  と出力軸回転数  $N_s$  とから変速比  $\gamma$  を求める（ブロック B24）。そしてその変速比  $\gamma$  から、現在の入力軸シブ掛かり径  $R_{in}$  を求める（ブロック B25）。

#### 【0042】

入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  と負荷率  $\alpha$ （ブロック B26）とから、入力トルク  $T_{in}(T_e)$  を求める（ブロック B27）。また、入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  と変速比  $\gamma$  からベルト挟圧部の摩擦係数  $\mu$  を求め（ブロック B28）、その変速比  $\gamma$  と入力トルク  $T_{in}(T_e)$  から、従動プーリ 14 すなわち出力軸のトルク  $T_s$  を求める（ブロック B29）。

#### 【0043】

ここで、上記のブロック B21 および B29 で求めた、出力軸回転数  $N_s$  および出力軸トルク  $T_s$  などに基づいて、現在の動作状態が補正挟圧力使用領域にあるか否かを確認する。補正挟圧力使用領域とは、例えば車速と出力軸トルク  $T_s$  とをパラメータとして挟圧力を設定した図において、平坦路ロード・ロード走行状態を示す曲線に対し上下所定の幅をもった領域として、予め定めた領域である。従って、挟圧力を学習補正し設定するこの制御例は、現在の走行状態が補正挟圧力使用領域にあると肯定的に判断された場合に制御を継続して実行される。一方、現在の走行状態が補正挟圧力使用領域にないと否定的に判断された場合は、この制御例は実行されない。

#### 【0044】

制御が継続して実行されると、次に、入力トルク  $T_{in}(T_e)$  と摩擦係数  $\mu$  と入力軸シブ掛かり径  $R_{in}$  とによって、理論挟圧力  $P_t$  を求める（ブロック B30）。また、出力軸トルク  $T_s$  から、路面入力対応相当分の圧力  $P_{akuro}$  を求める（ブロック B31）。路面入力対応相当分の圧力  $P_{akuro}$  とは、路面の状態に応じて出力側から作用することが想定されるトルクに対応する圧力である。

#### 【0045】

これらの、遠心油圧とばね力相当分の圧力  $P_{hard}$  と理論挟圧力  $P_t$  と路面入力対応相当分の圧力  $P_{akuro}$  とによって、計算挟圧力  $P$  を求める（ブロック B32）。さらに、「入力軸回転数  $N_{in}(N_e)$  \* 負荷率  $\alpha$  \* 変速比  $\gamma$ 」のマップから、挟圧力低下量  $\Delta P$  を求める（ブロック B33）。そして、その計算挟圧力  $P$  と挟圧低下相当量  $\Delta P$  との差である相当指令値  $Duty$  を出力する（ブロック B34）。

## 【0046】

このような挟圧力設定の制御例では、ベルト滑り開始時の計算挟圧力  $P$  とその時の実際の挟圧力との差をマップ化しているため、限界挟圧力の検出期間中に多少の状態変化が生じたとしても、その検出結果を使用することができる。

## 【0047】

したがって、図1および図2に示す制御を実行するように構成されたこの発明に係る制御装置によれば、入力軸回転数  $N_{in}$  ( $N_e$ )、負荷率  $\alpha$ 、変速比  $\gamma$  など、挟圧低下相当量  $\Delta P$  の主な変化要因を補正に取り込んでいるため、的確な学習補正がおこなわれる。また、定常状態から非定常状態へ状態変化が生じた場合、あるいはその過渡状態にある場合などの状態変化が挟圧力の学習補正に反映され、限界挟圧力の検出期間中に多少の状態変化が生じたとしても、その検出結果を使用することができる。その結果、挟圧力を適正に、精度良く設定することができる。

## 【0048】

次に、この発明の制御装置で実行される他の制御例について説明する。図4ないし図9に示す制御例は、入力トルクに釣り合う挟圧力を検出する時の理論挟圧力と限界挟圧力との比率などの相互関係を算出することにより第1の補正係数  $\beta$  を求め、その第1の補正係数  $\beta$  を更に変速比の関数によって補正した第2の補正係数  $\beta'$  を求めて、その第2の補正係数  $\beta'$  によって挟圧力を補正して、挟圧力を制御もしくは設定するように構成した例である。

## 【0049】

図4ないし図6はその一例を示すフローチャートであり、また図7はそのフローチャートで示すルーチンを実行した場合のタイムチャートを示している。このフローチャートで示すルーチンは、所定の短い時間毎に繰り返し実行される。まず、図4において、挟圧力を相対的に低い圧力に設定する制御もしくは挟圧力を通常状態に対して低下させるいわゆる挟圧力低下制御を実行すべき条件すなわち制御開始条件が成立しているか否かが判断される(ステップS101)。この条件は、要は、無段変速機1に作用するトルクが安定している条件であり、例えば中高速で巡航していること、走行路面がほぼ平坦な良路であること、エンジン回転数やエンジン負荷率あるいは変速比などをパラメータとして運転領域を設定するとともに現在の運転状態が属している運転領域についての後述する学習制御が未完であることなどが条件とされる。

## 【0050】

この制御開始条件が成立していないことによりステップS101で否定的に判断された場合には、各フラグ  $F1$ 、 $F2$ 、 $Ph$  がゼロリセットされるとともに、保存データがクリアされ、さらに挟圧力が低下あるいは増大されていた場合は通常時の挟圧力に復帰させられて(ステップS113)、その後、一旦このルーチンを抜ける。なお、各フラグ  $F1$ 、 $F2$ 、 $Ph$  については後述する。

## 【0051】

また、理論挟圧力  $P_t(i)$  は、無段変速機1に対する入力トルクから求められる挟圧力であり、ここでは、入力トルクと無段変速機1での摩擦係数と各プーリ13、14でのベルト17の挟角とを主なパラメータとして求められ、

$$P_t = T_{in} \cdot \cos \theta / (2 \cdot \mu \cdot R_{in})$$

で算出される。ここで、 $T_{in}$  は入力トルク、 $\theta$  はプーリ13、14でのベルト17の挟角、 $\mu$  はプーリ13、14とベルト17との間の摩擦係数、 $R_{in}$  は駆動プーリ13におけるベルト17の巻き掛け半径(すなわち入力軸シブ巻き掛け半径)である。その入力トルク  $T_{in}$  と摩擦係数  $\mu$  とは推定値が使用され、これが挟圧力の誤差要因の一つになっている。その理論挟圧力  $P_t(i)$  に所定の安全率  $SF$  ( $> 1$ ) を掛け、その値から遠心力による油圧および油圧アクチュエータ内のリターンズpringに弾性力による圧力相当分の和  $Ph_{ard}$  を減算して、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  が求められる。すなわち、

$$P_{dtgt}(i) = P_t(i) \cdot SF - Ph_{ard}$$

として算出される。

## 【0052】

一方、制御開始条件が成立していることによりステップS101で肯定的に判断された場合には、学習領域が判定される（ステップS102）。すなわち、現在の運転状態が属している上記の運転領域が、エンジン回転数やエンジン負荷率などのパラメータによって判定される。このようにして判定された学習領域について以下に述べる挟圧力についての学習が終了しているか否か、すなわち現在の運転状態が属している領域が、挟圧力に関連する事項の学習が既におこなわれた既学習領域か否かが判断される（ステップS103）。このステップS103で否定的に判断された場合には、すなわち学習値が得られていない場合には、挟圧力についての学習制御が実行される。

## 【0053】

先ず、学習領域が変更されたか否かが判断される（ステップS104）。学習領域は、前述したように、エンジン回転数やエンジン負荷率あるいは変速比などのパラメータとして設定された領域であるから、アクセルペダル（図示せず）が操作された場合や車速が変化した場合などには車両の運転状態が変化し、その変化が大きい場合には、従前の学習領域を外れることがある。このような場合にステップS104で肯定的に判断される。

## 【0054】

ステップS104で肯定的に判断されると、ステップS105に進んで、フラグF1、F2がゼロリセットされ、またフラグPhが“1”にセットされる。このフラグPhは、制御の各段階（フェーズ）を示すものであり、制御開始前の“0”から制御終了時の“4”まで、順次設定されるフラグである。さらにその時点の入力トルクから求められる理論挟圧力 $P_t(i)$ に基づく油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ （ $=P_t(i) \cdot SF - P_{hard}$ ）が求められる。その後、ステップS106に進む。これに対してステップS104で否定的に判断された場合には、直ちにステップS106に進む。

## 【0055】

ステップS106およびそれ以降のステップS108までの各ステップでは、フェーズを示すフラグPhについて判断される。すなわち、ステップS106ではフラグPhが“4”か否かが判断され、以下、ステップS107ではフラグPhが“3”か否か、ステップS103ではフラグPhが“2”か否かが、それぞれ判断される。上述したようにステップS105で肯定的に判断された場合にはフラグPhが“1”にセットされ、反対に否定的に判断された場合にはフラグPhが“0”のままであるから、いずれの場合であっても、ステップS106ないしステップS108で否定的に判断される。その場合は、油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ が所定の油圧低下開始時の油圧指令値 $P_{dstart}$ に設定されて維持される（ステップS114）。これがフェーズ1（phase1）での制御である。

## 【0056】

そして、所定時間T1が経過したか否かが判断される（ステップS115）。このステップS115で否定的に判断された場合には、このルーチンを一旦抜ける。これに対してステップS115で肯定的に判断された場合には、フェーズを示すフラグPhを“2”にセット（ステップS116）した後このルーチンを一旦抜ける。すなわち、油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ を一定値に維持する。そして、その所定時間T1は、実油圧 $P_{dact}(i)$ が油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ に対応する圧力に安定するのに十分な時間であり、したがってこの所定時間T1の間で、実油圧 $P_{dact}(i)$ と油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ もしくは理論挟圧力 $P_t(i)$ に基づく油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ の相互の関係が安定する。

## 【0057】

油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ およびそれに基づく実油圧 $P_{dact}(i)$ を一定に維持する制御がフェーズ1での制御である。そして、所定時間T1が経過してフラグPhが“2”にセットされた後は、上記のステップS108で肯定的に判断されるので、フェーズ2の制御が実行される。すなわち、油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ が所定の勾配 $\Delta P_{dswl}$ で漸減される（ステップS109）。そして、その過程における油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ および実油圧 $P_{dact}(i)$ ならびに変速比 $\gamma(i)$ が保存される（ステップS110）。また、油圧指令値 $P_{dtgt}(i)$ を所定の勾配 $\Delta P_{dswl}$ で低下させている過程で無段変速機1での滑りが検出される（ステ

ップ S111)。

#### 【0058】

この無段変速機 1 での滑りの検出は、従来知られている適宜の方法でおこなうことができ、例えば現在時点より所定時間  $T_{pre1}$  前の時点における実変速比  $\gamma_1$  と現在時点より所定時間  $T_{pre2}$  ( $< T_{pre1}$ ) 前の時点における実変速比  $\gamma_2$  とから変速比の変化勾配を求め、その変化勾配に基づいて現在時点の推定変速  $\gamma'$  を求めて、その推定変速比  $\gamma'$  と実変速比  $\gamma$  との偏差が所定の基準値を超えたことによって滑りを検出することができる。あるいは変速比変化速度 (変速比変化率) に基づいて滑りを検出してもよい。

#### 【0059】

滑りが検出されないことによりステップ S111 で否定的に判断された場合には、従前の制御を継続するためにこのルーチンを一旦抜ける。これとは反対にステップ S111 で肯定的に判断された場合、すなわち滑りが検出された場合には、フラグ Ph を “3” にセット (ステップ S112) した後、このルーチンを一旦抜ける。

#### 【0060】

無段変速機 1 での滑りが検出された場合には、フラグ Ph が “3” にセットされていることにより、上述したステップ S107 で肯定的に判断される。その場合は図 5 に示すフローチャートのステップ S201 に進み、フラグ F1 が “1” に設定されているか否かが判断される。このフラグ F1 は、“1” に設定されることにより、その時点の運転状態が属している学習領域について学習値が保存されていることを示すフラグであり、前述したように当初は “0” に設定される。したがってステップ S201 で否定的に判断され、その場合は、滑り開始点 (滑りが実際に開始した時点) が検索される (ステップ S202)。

。

#### 【0061】

その検索のための方法としては、従来知られている各種の方法を適宜採用することができる。例えば、図 7 の変速比  $\gamma$  を示すタイムチャート中の A、B 点の 2 点、すなわち滑り検出の所定時間前の 2 点間 (A、B 点間) の勾配から推定される推定変速比  $\gamma'$  を求め、上記の滑りの検出時点から順次過去に遡って、その推定変速比  $\gamma'$  と実変速比  $\gamma$  とを比較し、その差が予め定めた基準値を超えた時点を、滑り開始時点とすることができる。こうして滑り開始時点が検索されると、その時点の理論挟圧力  $P_t$  と、滑り開始時実油圧  $P_{dreal}$  と、遠心油圧およびリターンズpringに基づく圧力を加えた圧力  $P_{hard}$  とが算出される (ステップ S203)。

#### 【0062】

そして、限界挟圧力検出時の限界挟圧力  $P_s$  が算出される (ステップ S204)。これは、上記のステップ S203 で算出された滑り開始時実油圧  $P_{dreal}$  に遠心油圧およびリターンズpringに基づく圧力を加えた圧力  $P_{hard}$  が加算されて求められる。すなわち、

$$P_s = P_{dreal} + P_{hard}$$

の演算で求められる。

#### 【0063】

そして、これらの値を使用して第 1 の補正係数  $\beta$  が算出される (ステップ S205)。すなわちこの第 1 の補正係数  $\beta$  は、限界挟圧力検出時の理論挟圧力  $P_t$  と限界挟圧力  $P_s$  との比率で示される相互関係であって、

$$\beta = P_s / P_t$$

の演算で求められる。

#### 【0064】

こうして求められた第 1 の補正係数  $\beta$  が、学習領域毎に保存される (ステップ S206)。一例として第 1 の補正係数  $\beta$  についてのマップが更新される。そして、フラグ F1 が “1” にセットされる (ステップ S207)。

#### 【0065】

続いて、無段変速機 1 の滑りが検出されているので、その滑りを収束させるための制御が実行される。具体的には、滑りが検出された時点の滑り量  $\Delta slip(i)$  に所定の係数  $K1$

を掛けて、エンジン 5 のトルクダウン量  $T_{down}(i)$  が求められ、それに基づくエンジン 5 のトルク低下制御（例えば点火時期の遅角制御）が実行される（ステップ S 208）。なお、フラグ F 1 が“1”にセットされていることによって、前述のステップ S 201 で肯定的に判断された場合は、既に第 1 の補正係数  $\beta$  が求められて学習領域毎に保存されているので、上記のステップ S 202 ないし S 207 の各ステップを飛ばし、このステップ S 208 へ進み、以降の制御が同様に実行される。

#### 【0066】

また、同時に、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  が所定の勾配  $P_{dsw2}$  で増大させられる（ステップ S 209）。これらの制御の過程で滑りの収束が検出される（ステップ S 210）。この滑り収束の検出は、種々の方法によっておこなうことができ、例えば推定変速比と実変速比との差が所定値以下となったことによって滑りが収束したことを判定することができる。このステップ S 210 で否定的に判断された場合には、従前の制御を継続するために、一旦このルーチンを抜ける。これとは反対に滑りが収束してステップ S 210 で肯定的に判断された場合には、フェーズ 4 の制御をおこなうためにフラグ Ph を“4”にセット（ステップ S 211）した後に、このルーチンを一旦抜ける。

#### 【0067】

滑りが収束した場合にはフラグ Ph が“4”にセットされているので、前述した図 4 に示すステップ S 106 で肯定的に判断される。その場合は、図 6 に示すフローチャートのステップ S 301 に進み、所定時間 T2 が経過したか否かが判断される。この所定時間 T2 は滑り収束の判断が成立した時点からカウントされる時間であり、したがって当初はステップ S 301 で否定的に判断される。そして、これに続けてフラグ F 2 が“1”か否かが判断される（ステップ S 302）。このフラグ F 2 は、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  を所定値  $h$  だけステップアップする制御が実行されることにより“1”にセットされるフラグであり、当初は“0”になっているので、ステップ S 302 で否定的に判断される。その場合は、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  を所定値  $h$  だけステップアップする制御（ $P_{dtgt}(i) = P_{dtgt}(i-1) + h$ ）が実行される（ステップ S 303）。そして、フラグ F 2 が“1”にセットされる（ステップ S 304）。その後、一旦このルーチンを抜ける。

#### 【0068】

その後、所定時間 T2 が経過していなくても、フラグ F 2 が“1”にセットされているので、ステップ S 301 で否定的に判断された後、ステップ S 302 で肯定的に判断される。したがってこの場合は、油圧指令値  $P_{dtgt}$  の前回値  $P_{dtgt}(i-1)$  が今回値  $P_{dtgt}(i)$  とされる（ステップ S 303）。すなわち、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  が、上記の所定値  $h$  だけステップアップした値に維持される。その過程で実際の油圧（挟圧力）が次第に上昇する。そして、所定時間 T2 が経過すると、ステップ S 301 で肯定的に判断される。その場合には、フラグ F 1 および F 2 がゼロリセットされるとともに、保存データがクリアされ（ステップ S 306）、さらにフェーズを示すフラグ Ph がゼロリセットされる（ステップ S 307）とともに、現在の領域についての既学習フラグが ON とされる（ステップ S 308）。そしてその後、一旦このルーチンを抜ける。

#### 【0069】

以上のようにして学習データ（第 1 の補正係数） $\beta$  が得られると、その運転領域が既学習領域であることの判断が成立するので、図 4 に示すステップ S 103 で肯定的に判断される。その場合には、この学習データ  $\beta$  が第 1 の学習データとして読み込まれる（ステップ S 117）とともに、その時点での無段変速機 1 の入力回転数と出力回転数から求められる無段変速機 1 の変速比  $\gamma(i)$  が読み込まれる（ステップ S 118）。

#### 【0070】

第 1 の学習データ  $\beta$  と無段変速機 1 の変速比  $\gamma(i)$  が読み込まれると、その変速比  $\gamma$  の変化による影響を挟圧力の設定に反映させるため、第 1 の学習データ  $\beta$  を変速比  $\gamma$  の関数  $F(\gamma)$  で補正した第 2 の学習データ  $\beta'$  が求められる（ステップ S 119）。そして、その第 2 の学習データ  $\beta'$  を用いて学習データ反映時の理論挟圧力  $P_t(i)$  を補正し、学習データ反映時の挟圧力  $P_{t'}(i)$  が求められる（ステップ S 120）。すなわち、

$$\beta' = \beta \cdot F(\gamma)$$

$$Pt'(i) = Pt(i) \cdot \beta'$$

として補正されて算出される。

#### 【0071】

学習データ反映時の挟圧力  $Pt'(i)$  が求められると、その学習データ反映時の挟圧力  $Pt'(i)$  と、遠心油圧およびリタースプリングに基づく圧力を加えた圧力  $P_{hard}$  と、路面入力対応相当分の圧力  $P_{akuro}$  とから、油圧指令値  $P_{dtgt}(i)$  が求められる（ステップ S121）。すなわち、

$$P_{dtgt}(i) = Pt'(i) - P_{hard} + P_{akuro}$$

として算出される。そしてその後、一旦このルーチンを抜ける。

#### 【0072】

上述したように、従来の限界挟圧力の検出方法では、例えば既知の挟圧力に相当する油圧から徐々に油圧を低下させて、滑りが発生する直前の油圧を限界挟圧力相当油圧として検出している。そのため、検出結果は、限界挟圧力が検出された際の入力トルクから求まる理論挟圧力相当油圧と限界挟圧力相当油圧との差分油圧となる。このとき、前述した特許文献1の発明のように、回転数、トルク、変速比、温度、あるいはベルト挟圧部の摩擦係数毎に、上記の限界挟圧力の検出結果である差分油圧をマップに保存すれば、「理論挟圧力-保存した差分油圧」として挟圧力を正確に設定することができる。

#### 【0073】

しかしながら、このように、回転数、トルク、変速比、温度、摩擦係数などの多くのパラメータ（次元）をマップに持たせるとすれば、非常に複雑で大きなマップとなり実用的ではない。さらに、マップの次元を増やすと、限界挟圧力の検出回数が増加するため、検出のために挟圧力を低下させた状態、すなわち滑りに対する余裕が少なくなっている、いわゆる安全率の低下状態の頻度が高くなる。また検出のためのわずかな滑りであっても、無段変速機1の耐久性の低下要因となる。また、マップを簡略化するため、仮に回転数とトルク毎に上記の差分油圧をマップに保存とした場合には、マップに反映されていない変速比や摩擦係数などの影響によって、挟圧力を精度良く設定することができず、無段変速機1の滑りに対する安全率を低下させてしまう可能性がある。例えば、変速比  $\gamma$  の変化に伴うベルト挟圧部の摩擦係数が、計算上の値と実際の値との偏差が大きい場合は挟圧力を精度良く設定することができない。

#### 【0074】

具体的には、図8の（a）に示すように、ベルト挟圧部の実際の摩擦係数である実摩擦係数  $\mu_{ac}$  が一定であると仮定すると、限界挟圧力検出時の実摩擦係数  $\mu_{ac}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差である  $\Delta\mu_{de}$  と、学習データ反映時の実摩擦係数  $\mu_{ac}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差である  $\Delta\mu_{re}$  とは同じ値となり、限界挟圧力検出時と学習データ反映時との間において無段変速機1の変速比  $\gamma$  に大きな変化があったとしても問題はない。ところが、ベルト挟圧部の実摩擦係数  $\mu_{ac}$  は、通常、オイルの劣化などの影響によって一定にはならず、図8の（b）で示すように、変速比  $\gamma$  の変化に伴って実摩擦係数  $\mu_{ac}$  も変化する。この時、限界挟圧力検出時の実摩擦係数  $\mu_{ac}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差  $\Delta\mu_{de}$  を、学習データ反映時の摩擦係数  $\mu_{re}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差  $\Delta\mu_H$  として反映させてしまうと、実際には、学習データ反映時の実摩擦係数  $\mu_{ac}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差は  $\Delta\mu_{re}$  であるため、「 $\Delta\mu_H - \Delta\mu_{re}$ 」分の誤差が生じてしまう場合がある。するとこの誤差の影響により学習データ反映時の挟圧力が低く設定されることになり、無段変速機1の滑りに対する余裕が少なくなる、すなわち安全率  $SF$  が低下してしまう可能性がある。

#### 【0075】

そこで、図8の（c）に示すように、実摩擦係数  $\mu_{ac}$  の変化に対応するため、学習データ反映時の摩擦係数  $\mu_{re}$  を反映時の変速比  $\gamma$  の関数  $F(\gamma)$  に依存して補正した、補正後学習データ反映時の摩擦係数  $\mu_{co}$  を求め、その補正後学習データ反映時の摩擦係数  $\mu_{co}$  と推定摩擦係数  $\mu_{es}$  との差  $\Delta\mu_H'$  を挟圧力の設定に反映させることによって、挟圧力が低く設定されてしまうことによる安全率  $SF$  の低下を防止することができる。

## 【0076】

なお、上記の具体例では、変速比 $\gamma$ を変化の影響を挟圧力の設定に反映させるため、変速比 $\gamma$ を関数化した関数 $F(\gamma)$ によって補正する例を示しているが、予測される実摩擦係数と推定摩擦係数の変速比 $\gamma$ によるばらつきを補正マップ化したものを用いて、変速比 $\gamma$ を反映させて学習データを補正することもできる。またこの時、そのばらつきを考慮して、無段変速機1の滑りに対して安全側に補正されるように関数 $F(\gamma)$ もしくは補正マップを設定する。

## 【0077】

また、上記の図8に示す具体例では、限界挟圧力検出時の実摩擦係数と推定摩擦係数との偏差を補正して、学習データ反映時の偏差を求め挟圧力の設定に反映させる例を示しているが、図9に示すように、限界挟圧力検出時の実摩擦係数(A点)を、予め定められた変速比 $\gamma$ の関数もしくは補正マップによって学習データ反映時の摩擦係数(B点)として補正して求め、その学習データ反映時の摩擦係数を挟圧力の設定に反映させてもよい。

## 【0078】

以上に説明したように、図4ないし図9に示す制御を実行するように構成されたこの発明に係る制御装置によれば、摩擦係数 $\mu$ の変化を変速比 $\gamma$ の関数として求め、それを反映した補正係数 $\beta'$ によって挟圧力を補正することによって、学習マップを簡略化し簡単に限界挟圧力に基づいた挟圧力制御を実行することができる。また、このように摩擦係数 $\mu$ の変化を挟圧力制御に反映させることによって、無段変速機1の安全率SFの低下を防止もしくは抑制することができ、その結果、無段変速機1のベルト17や各シープの耐久性の向上を図ることができる。

## 【0079】

ここで、上記の具体例とこの発明との関係を簡単に説明すると、前述したステップS119、S120の機能的手段が、この発明の学習手段に相当する。

## 【0080】

なお、この発明は上記の具体例に限定されないものであり、この発明で対象とする動力伝達機構は、上述したベルト式無段変速機他に、トロイダル型無段変速機や摩擦クラッチあるいは摩擦ブレーキなどの摩擦係合手段であってもよい。したがってこの発明における「圧力」は、挟圧力以外に係合圧を含む。また、上記の具体例では、第1の補正係数 $\beta$ を理論挟圧力と限界挟圧力との相互関係を表す物理量として、理論挟圧力と限界挟圧力との比率を用いた例を示しているが、この相互関係とは、この比率以外にも、例えば理論挟圧力と限界挟圧力との偏差であってもよく、要は理論挟圧力と限界挟圧力、あるいはそれらに基づいて求められる関係式などに基づいて導かれる理論挟圧力と限界挟圧力との間の関係を示すものであればよい。また、この発明で油圧指令値と実油圧との関係が安定する状態は、上述したように油圧指令値を一定値に維持している状態以外に、小さい勾配で油圧指令値を変化させ、それに追従して実油圧が変化している状態であってもよい。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0081】

【図1】この発明の制御装置による制御の一例(学習補正法)を説明するためのブロック図である。

【図2】この発明の制御装置による制御の一例(挟圧力決定法)を説明するためのブロック図である。

【図3】この発明で対象とする無段変速機を含む駆動系統の一例を模式的に示す図である。

【図4】この発明の制御装置による制御の一例を説明するためのフローチャートの一部を示す図である。

【図5】図4に示すフローチャートに続く部分を示す図である。

【図6】図4に示すフローチャートに続く他の部分を示す図である。

【図7】各フェーズでの制御の内容および挟圧力の変化を示すタイムチャートである。

【図 8】 限界挟圧力検出時の実摩擦係数と推定摩擦係数、学習データ反映時の実摩擦係数と推定摩擦係数、および変速比との関係を説明するための図である。

【図 9】 限界挟圧力検出時の実摩擦係数と推定摩擦係数、学習データ反映時の実摩擦係数と推定摩擦係数、および変速比との関係の別の例を説明するための図である。

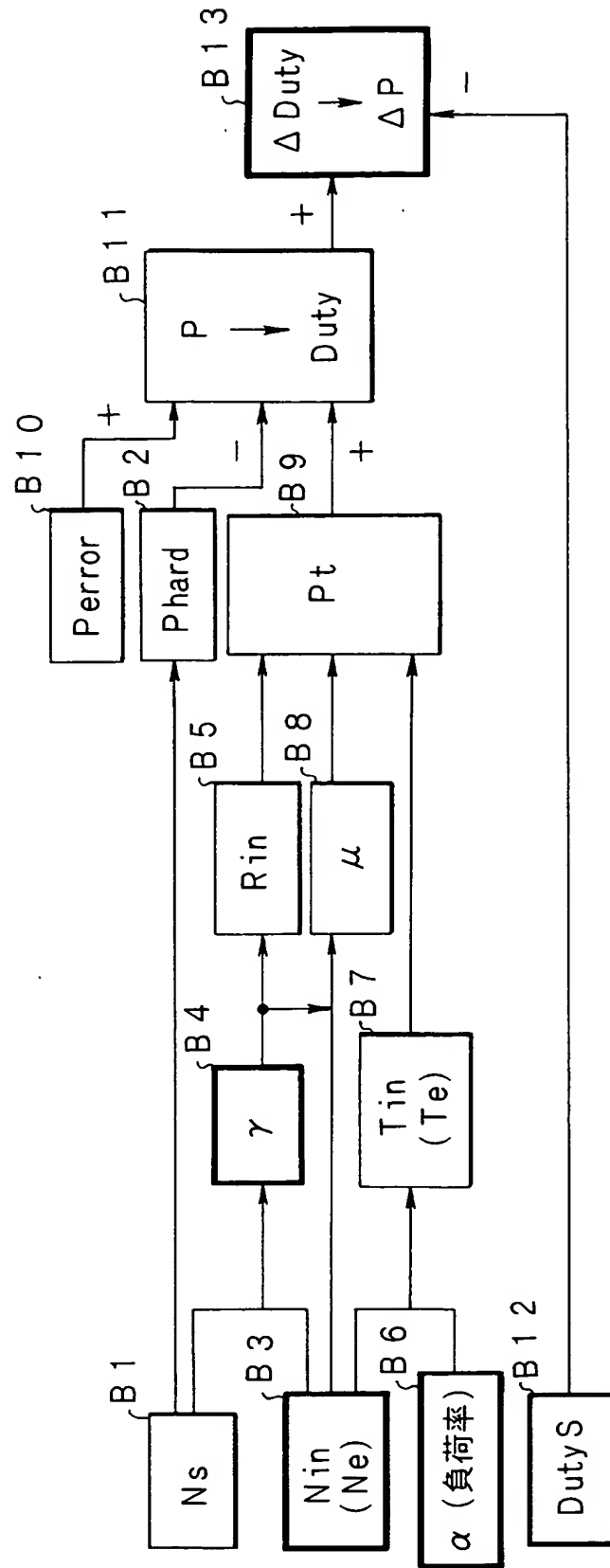
【符号の説明】

【 0 0 8 2 】

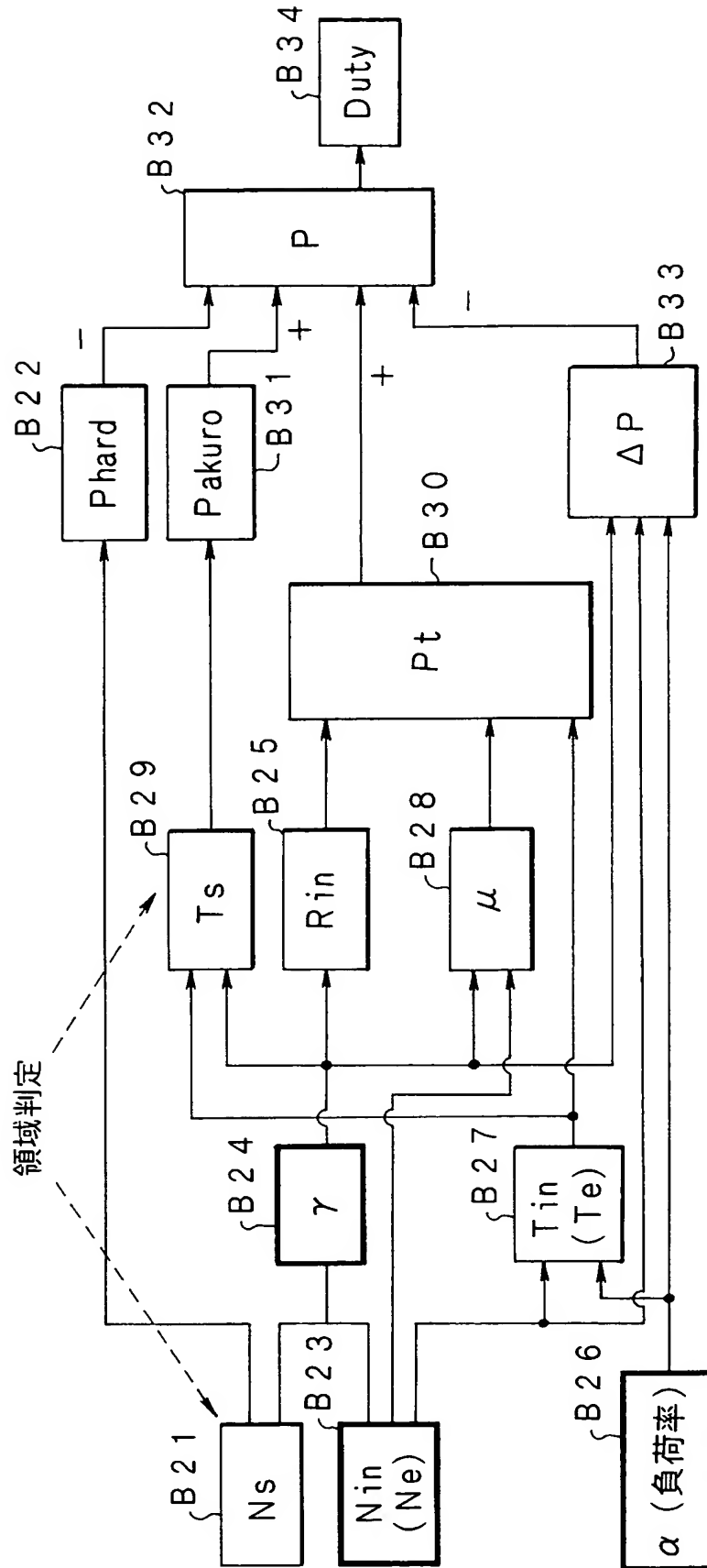
1 … 無段変速機、 3 … ロックアップクラッチ、 5 … エンジン（動力源）、 1 3 … 駆動プーリ、 1 4 … 従動プーリ、 1 5, 1 6 … 油圧アクチュエータ、 1 7 … ベルト、 2 0 … 駆動輪、 2 5 … 変速機用電子制御装置（C V T - E C U）。



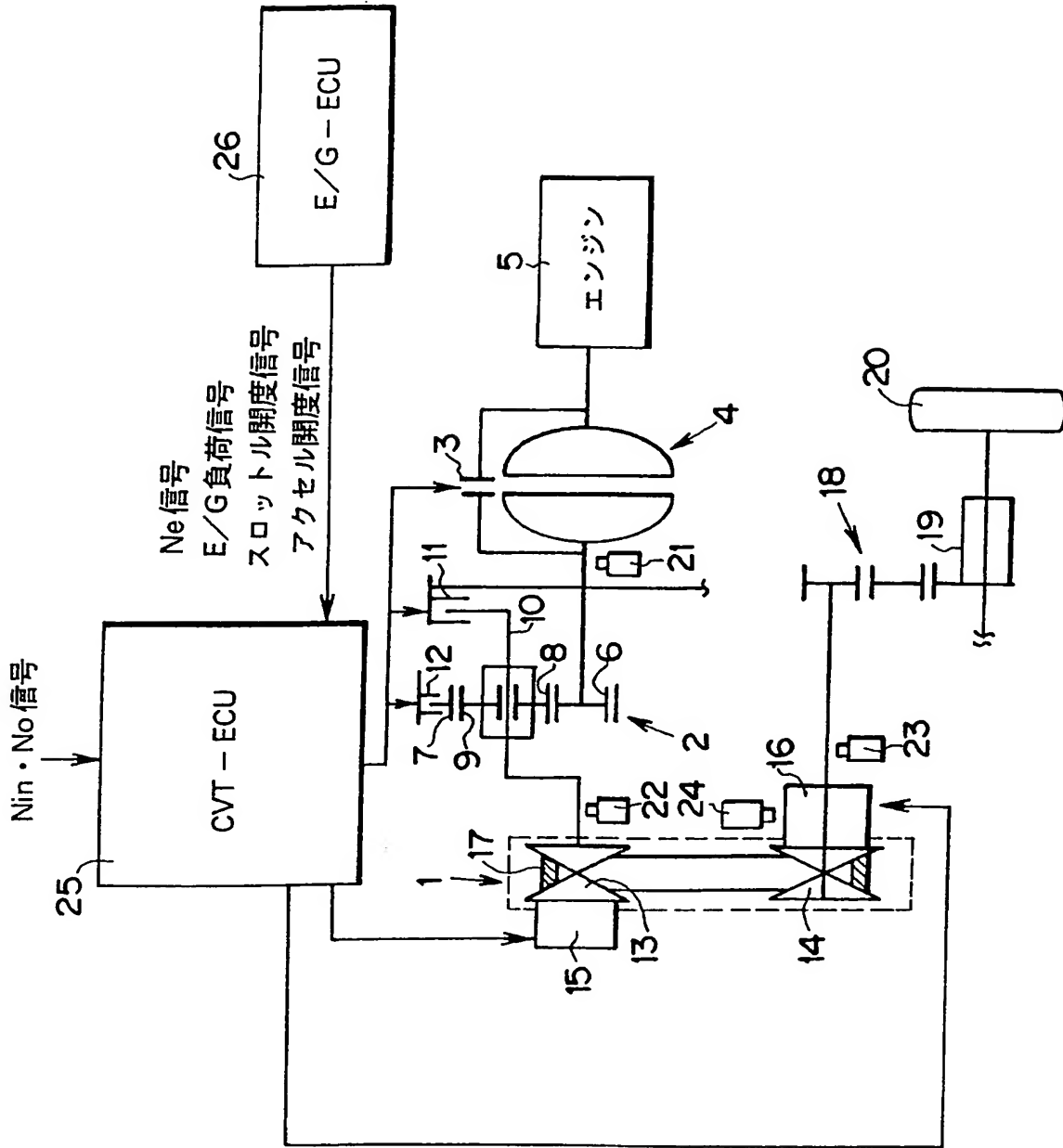
【書類名】 図面  
【図 1】



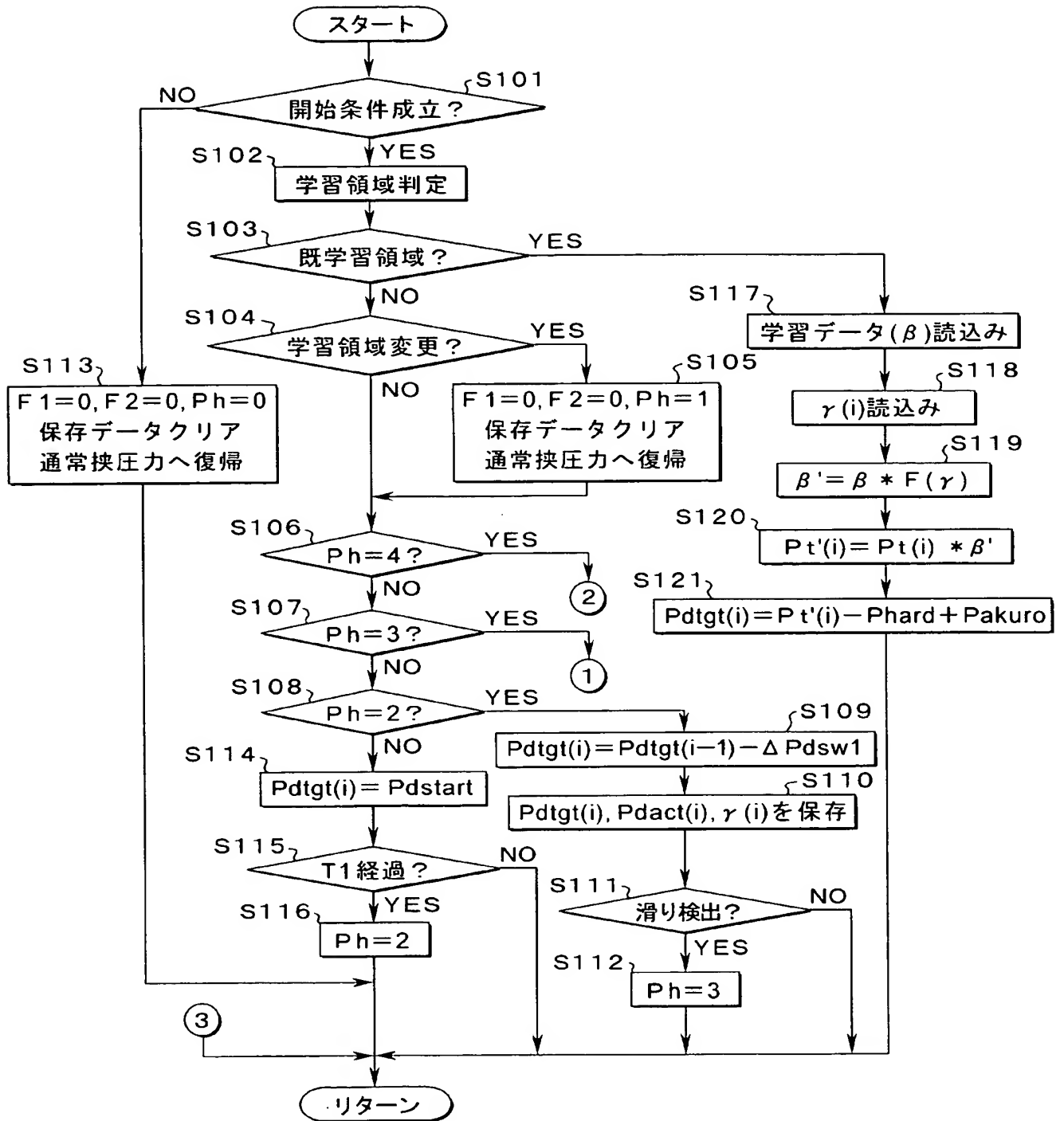
【図 2】



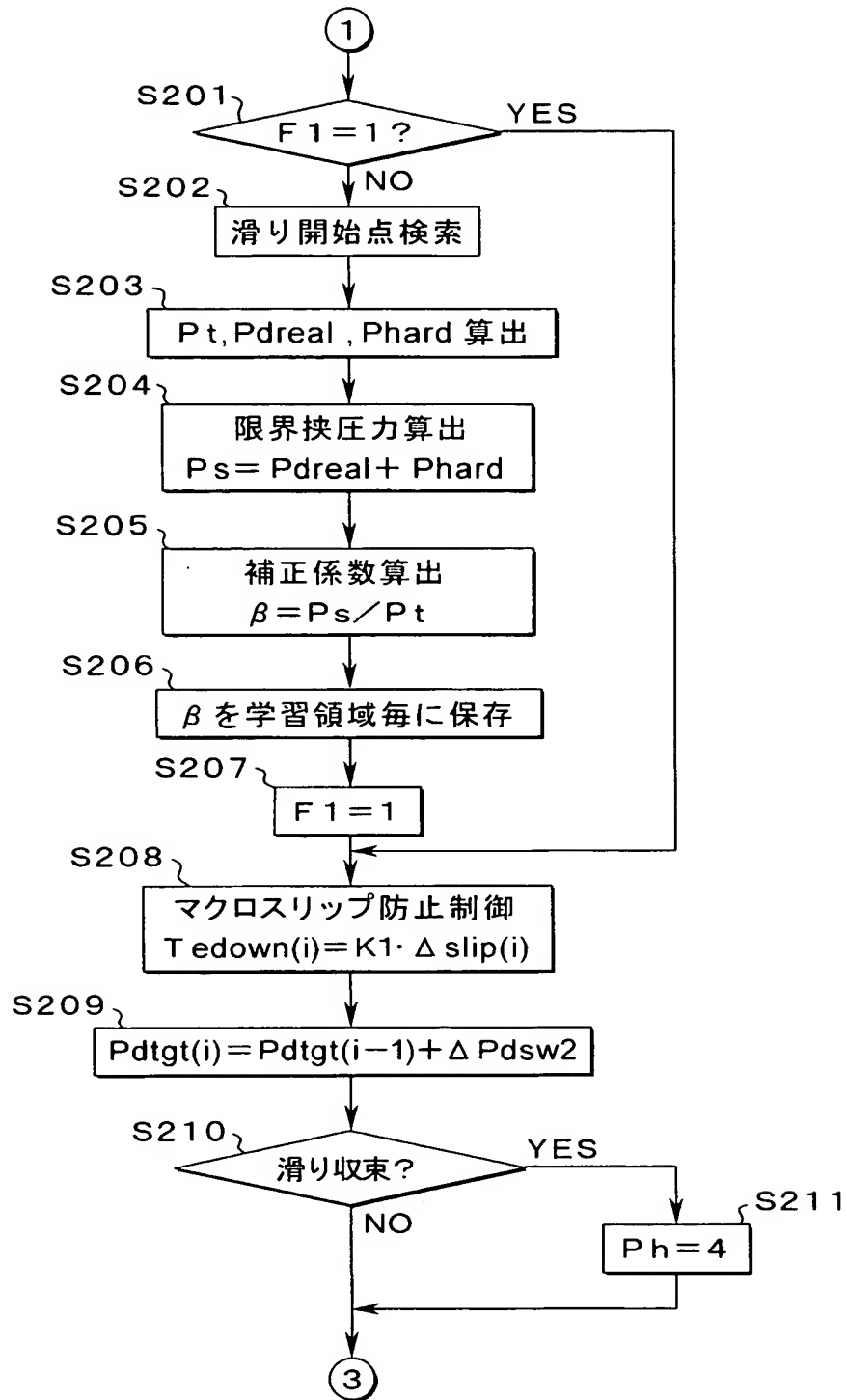
【図 3】



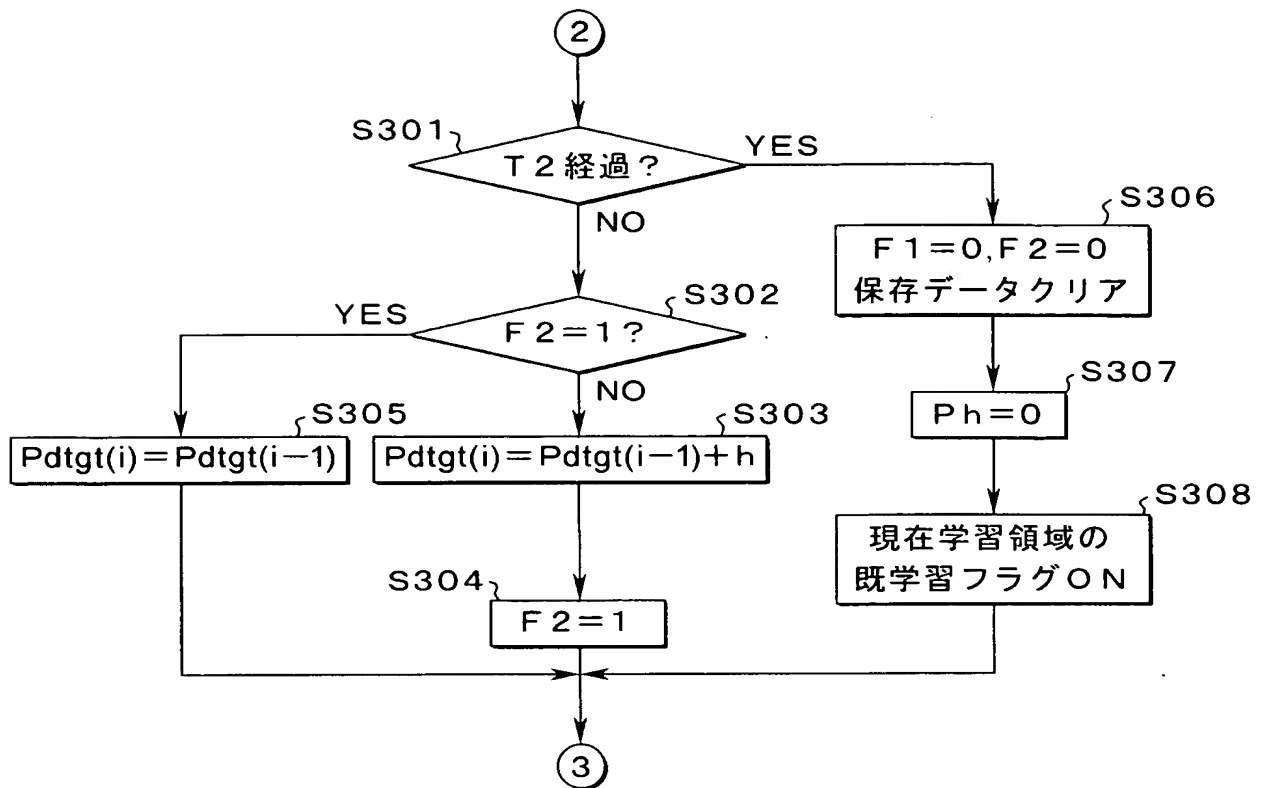
【図 4】



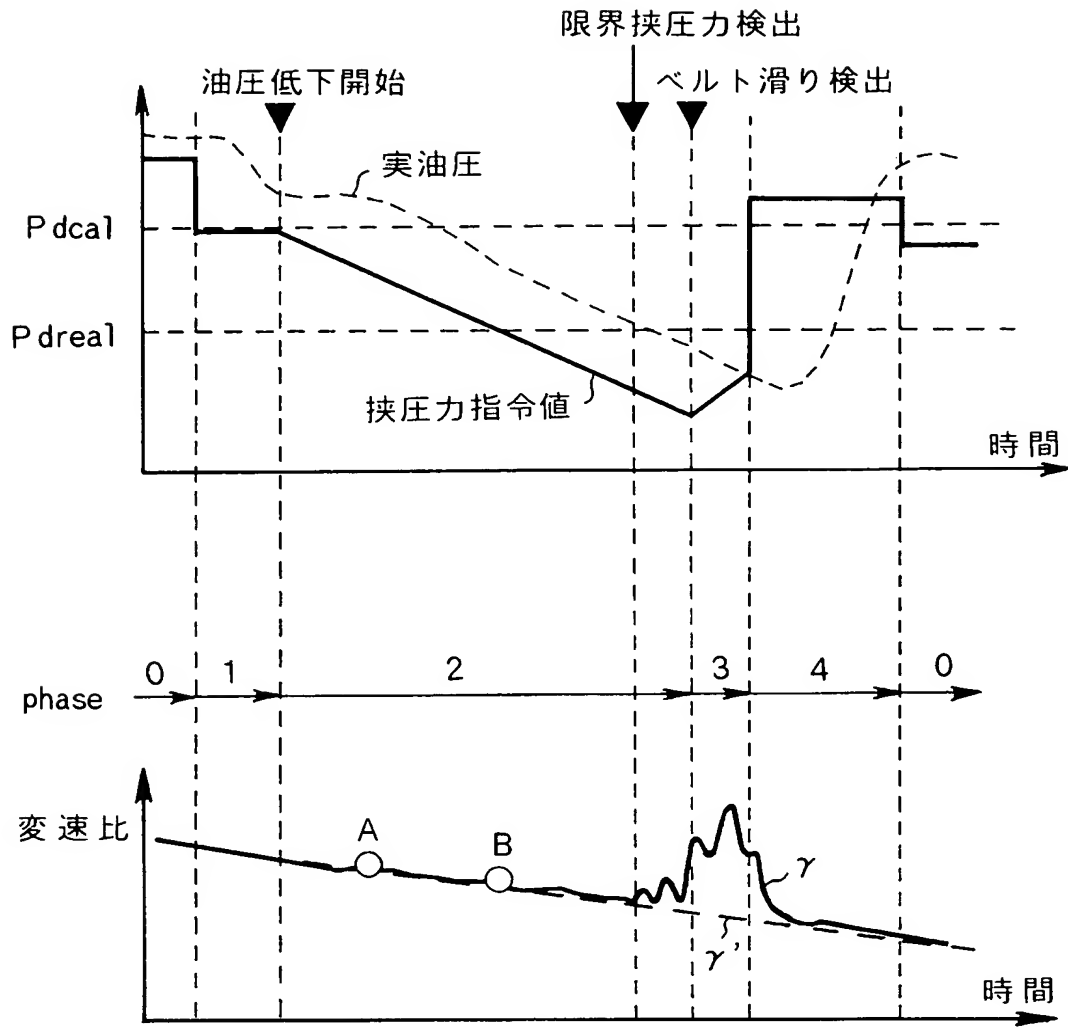
【図 5】



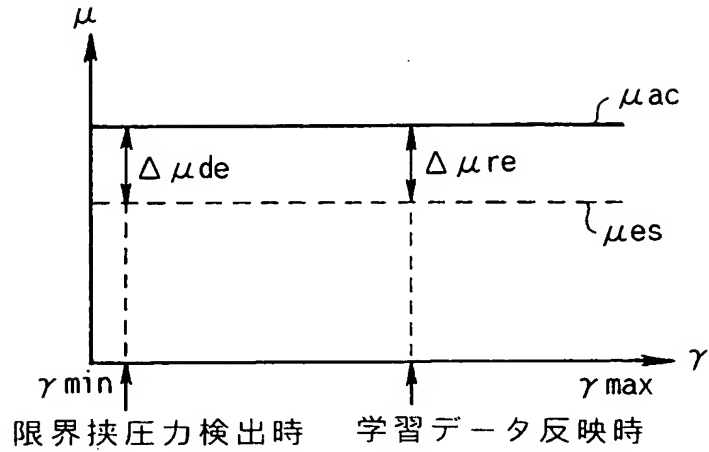
【図 6】



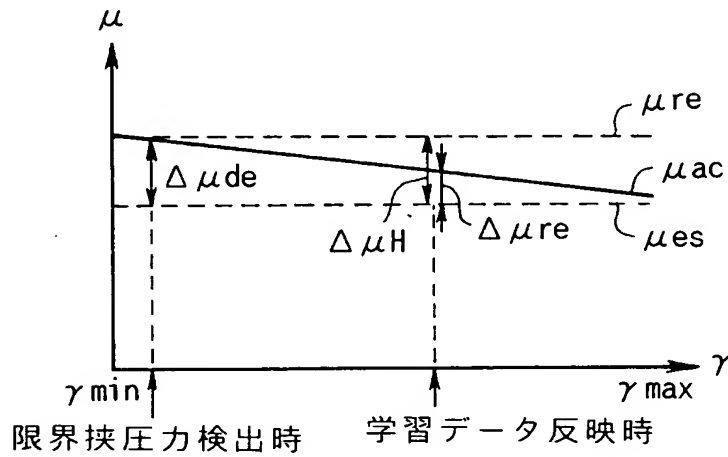
【図 7】



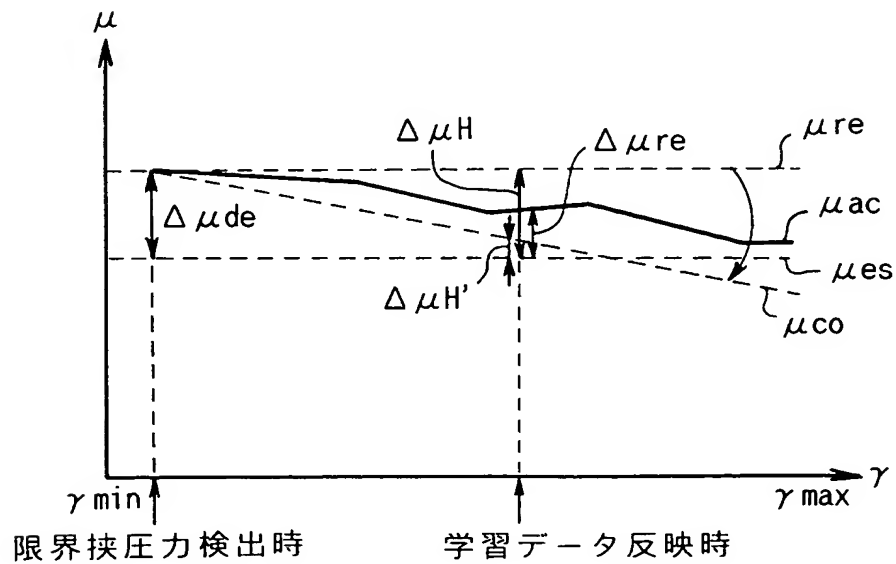
【図 8】  
(a)



(b)

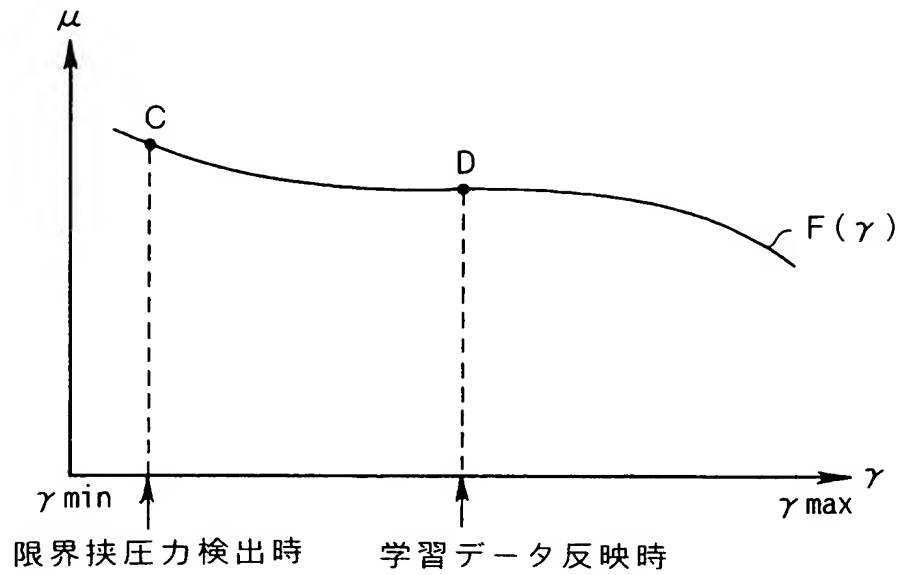


(c)





【図 9】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 動力伝達機構に付加する圧力を適正に、精度良く設定することのできる制御装置を提供する。

【解決手段】 付加される圧力に応じて伝達トルク容量が変化する動力伝達機構の制御装置において、所定の入力トルクが作用している状態で滑りが開始する滑り開始圧力とその入力トルクに基づいて定まる理論圧力とから定まる物理量によって、前記動力伝達機構に付加する前記圧力を設定する圧力設定手段を備えている。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 3 - 3 3 4 2 6 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 2 0 7 ]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社